

На правах рукописи

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ПРЯМОЗУБОГО НАСОСА**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск-2013

Работа выполнена на кафедре «Гидромеханика и транспортные машины»
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Омский государственный технический университет»

Научный руководитель:

Щерба Виктор Евгеньевич,
доктор технических наук, профессор,
зав. каф. «Гидромеханика и транспорт-
ные машины», ФГБОУ ВПО ОмГТУ,
г. Омск

Официальные оппоненты:

Набока Евгений Михайлович,
доктор технических наук, профессор,
каф. «Ракетно-космическая техника
и энергетические системы», ФГБОУ ВПО
«Пермский национальный исследова-
тельский политехнический университет»,
г. Пермь

Редников Сергей Николаевич,
кандидат технических наук, доцент,
каф. «Гидравлика и гидропневмосисте-
мы», ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский
государственный университет» (НИУ),
г. Челябинск

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО «Сибирская государствен-
ная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)», г. Омск

Защита диссертации состоится 11 декабря 2013 г. в 14 ч на заседании диссер-
тационного совета Д 212.298.02 при ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государст-
венный университет» (НИУ) по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина,
д. 76, ауд. 1001.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



А. О. Чернявский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Все известные виды насосов имеют свойства, обусловленные особенностями конструкций и принципом действия. Ограниченные характеристики работы каждого вида этих машин существенно сужают их область применения. В связи с этим постоянно проводятся мероприятия по их усовершенствованию, одной из целей которых является расширение их функциональных возможностей. Однако, несмотря на то, что большая часть работ посвящена исследованию известных конструкций, постоянно увеличивается число новых технических решений, которые отличаются новыми функциональными возможностями. В связи с вышесказанным, создание и исследование новых конструкций насосов является актуальной задачей.

Одной из разновидностей насосов являются машины объемного действия, которые получили большое распространение в различных отраслях промышленности (машиностроение, авиация, все виды флотов, фармацевтическая и пищевая промышленность и др.), сельского хозяйства, в бытовой технике, нефтегазовой отрасли и т. д.

Исходя из условий работы, к объемным насосам зачастую предъявляются достаточно жесткие требования: способность работать в широком диапазоне давления нагнетания и частоты вращения, иметь высокую надежность, равномерность подачи и высокий ресурс работы и т. д. Очень часто эти требования оказываются противоречивыми, в связи с чем промышленность выпускает большое разнообразие насосов объемного действия, удовлетворяющих тем или иным конкретным требованиям. Стоит заметить что, значительное влияние на ресурс и надежность работы насоса оказывает именно равномерность подачи и, как следствие, равномерность давления. Неравномерность этих характеристик приводит к появлению пульсирующих нагрузок, действующих на рабочие органы насосов, и тем самым снижают их ресурс и надежность.

Существующие пути снижения неравномерности подачи либо не полностью устраняют данный фактор (увеличение числа рабочих органов, например в поршневых, аксиально-поршневых насосах), либо приводят к значительному повышению габаритных размеров насосной установки (воздушные колпаки), что не всегда приемлемо.

Таким образом, создание насоса объемного действия обладающего равномерной подачей является актуальной задачей.

Цель работы: Получение сравнительного простого конструктивного научно обоснованного технического решения, позволяющего создавать насосы с высокой равномерностью подачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

1. Обосновать конструкцию насоса объемного действия, не требующую применения сложных технологических приемов и обеспечивающую равномерную подачу жидкости.

2. Создать математическое описание рабочих процессов (математическую модель), достаточное для определения основных режимных и конструктивных параметров, необходимых проектировщику.

3. Провести экспериментальные и теоретические исследования рабочих процессов и характеристик предложенного насоса.

4. Провести анализ влияния конструктивных и режимных параметров на эффективность работы исследуемой машины.

Методы исследования. В работе использованы методы математического анализа и моделирования, механики жидкости, параметрического анализа, статистической обработки данных. Физические методы исследования – тензометрия малых деформаций, электрические методы измерения неэлектрических параметров динамических процессов, расходомерия.

Научная новизна.

– На основе анализа существующих типов насосов объемного действия и их характеристик обоснована и технически реализована оригинальная конструкция – прямозубый бицилиндрический насос объемного действия, – характеризующаяся важнейшим эксплуатационным свойством – теоретически равномерной подачей.

– Разработана новая математическая модель прямозубого насоса, позволяющая рассчитывать его рабочие процессы и интегральные характеристики с учетом особенностей конструкции, а также выявлены основные конструктивные и режимные параметры, влияющие на характеристики этого насоса.

– Впервые установлены зависимости энергетических и расходных характеристик прямозубого насоса от его конструктивных и режимных параметров, позволяющие определить их диапазоны, при которых наблюдается его наиболее эффективная работа.

Практическая ценность.

1. Предложен новый подход к математическому моделированию рабочих процессов насосов объемного действия, позволяющий строить алгоритмы расчета гидравлически сложных агрегатов.

2. Разработан пилотный образец прямозубого насоса широкой сферы применения и проведено его экспериментальное исследование, подтвердившее работоспособность и высокую энергетическую эффективность при сравнительно несложных использованных технологических решениях.

3. Разработаны и внедрены на производственном предприятии ООО «Завод «Омскгидропривод» рекомендации по проектированию прямозубого насоса.

4. Конструкция насоса и созданный стенд для ее исследования внедрены в учебный процесс при изучении курса «Объемные гидромашины и гидропередачи», для студентов, обучающихся по специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Новая конструкция насоса объемного действия (бицилиндрического прямозубого насоса), с теоретически равномерной подачей жидкости.

2. Математическая модель рабочих процессов прямозубого насоса, позволяющая рассчитывать его интегральные характеристики, включающая расчет процессов сжатия, нагнетания, всасывания с учетом всех массообменных процессов через неплотности насоса, которая может быть использована на первых стадиях реального проектирования.

3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований по определению влияния основных конструктивных и режимных параметров на производительность и экономичность исследуемого агрегата.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и получили положительную оценку на регулярных научных семинарах кафедры ГМиТМ ОмГТУ (2008–2013 гг.), на межкафедральном семинаре ОмГТУ (2011 г.), на Всероссийской молодежной НТК «Россия молодая» (Омск, 2009 г.), на Региональной НТК «Омский регион – месторождение возможностей», на международной научно-практической Интернет-конференции «Современные направления теоретических и прикладных исследований'2012», на научных семинарах кафедры ГиГПС ЮУрГУ (2013 г.).

Публикации. Основное содержание работы отражено в 10 опубликованных работах, в их числе 2 патента и 6 статей, опубликованных в изданиях, рекомендованных ВАК.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из оглавления, введения, четырех глав, общих выводов, приложений и списка литературы, содержащего 99 наименований использованных первоисточников. Общий объем работы – 165 страниц, содержит 96 рисунков. В приложении представлены фотографии элементов и узлов (опытного) модельного образца прямозубого насоса и экспериментального стенда для его исследования.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ преимуществ и недостатков известных на сегодняшний день технических решений, используемых при создании насосов объемного действия. Проведен анализ получения равномерной подачи существующими объемными насосами, в ходе которого установлено, что роliko-лопаст-

ные насосы являются наиболее конструктивно простыми и обеспечивают достаточно высокую равномерность подачи, но обладают сравнительно небольшим ресурсом, который ограничен износом точного синхронизирующего звена.

С целью устранения этого недостатка схема роliko-лопастного насоса была трансформирована в бицилиндрический прямозубый насос (рис. 1) с простейшей синхронизацией двух рабочих и одного вспомогательного роторов.

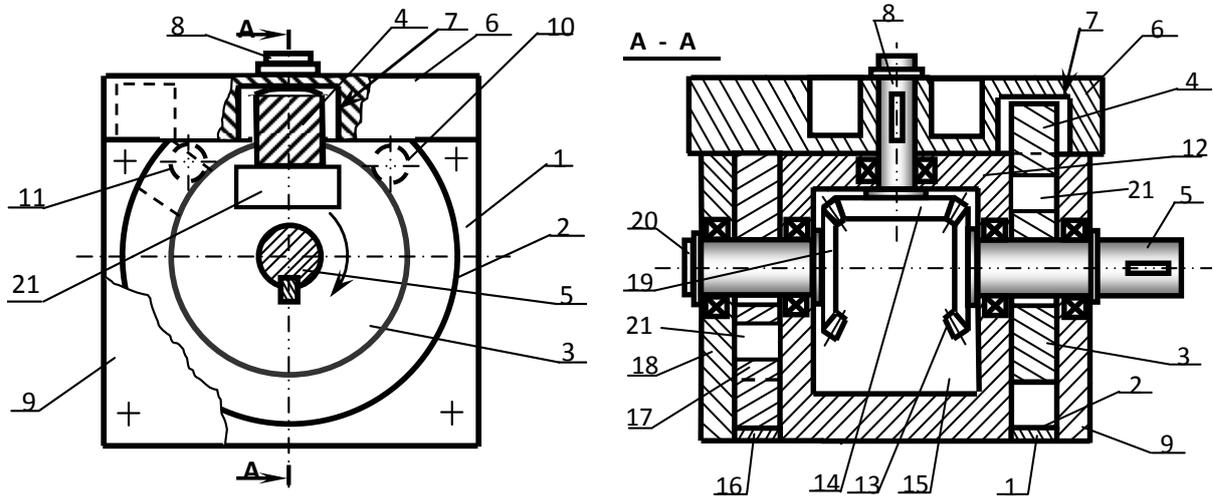


Рис. 1. Принципиальная схема прямозубого насоса с двумя рабочими камерами:

- 1 – 1-й цилиндр; 2 – 1-я рабочая полость; 3 – 1-й ротор; 4 – зуб 1-го ротора;
- 5 – приводной вал; 6 – уплотнительный диск; 7 – впадина; 8 – промежуточный вал;
- 9 – крышка 1-го цилиндра; 10 – всасывающее окно; 11 – нагнетательный клапан;
- 12 – корпус; 13 – ведущая шестерня; 14 – промежуточная шестерня; 15 – полость корпуса;
- 16 – 2-й цилиндр; 17 – 2-й ротор; 18 – крышка; 19 – Ведомая шестерня;
- 20 – ведомый вал; 21 – сквозная выборка для уравнивания ротора

Насос работает следующим образом. При вращении ротора 3 по часовой стрелке (рис. 1) перед зубом 4 образуется область сжатия-нагнетания, а позади зуба 4 – область расширения-всасывания. В то же время, нижняя торцевая поверхность диска 6 образует герметичный стык с цилиндрической поверхностью ротора 3 и отсекает полость расширения-всасывания от полости сжатия-нагнетания. Объем полости сжатия-нагнетания при вращении ротора 3 уменьшается, находящаяся в этой полости жидкость сжимается и вытесняется через нагнетательный клапан 11 потребителю, а позади зуба 4, по мере вращения ротора 3, происходит увеличение полости расширения-всасывания.

Кроме этого в первой главе проведен анализ основных направлений исследования рабочих процессов в насосах объемного действия.

При дальнейшем вращении ротора 3 зуб 4 перекрывает окно нагнетательного клапана 11, и он закрывается в связи с тем, что поступление к нему жидкости под давлением прекращается. Однако чтобы обеспечить равномерную пода-

чу, в этот момент в работу включается второй цилиндр 16, в котором ротор 17 начинает вытеснять жидкость в линию нагнетания. Рабочий процесс во второй камере длится до тех пор, пока зуб 4 ротора 3 не перекроет всасывающее окно 10. Таким образом, обеспечивается равномерная подача жидкости. Включение в работу и выключение из работы второго цилиндра обеспечивается наличием специальных байпасных выточек в его полости.

Кроме этого в первой главе проведен анализ основных направлений исследования рабочих процессов в насосах объемного действия.

Первое направление представлено работами Башты Т. М., Кулагина А. В. и др. В данном направлении рабочий процесс насосов рассматривается с допущением о несжимаемости жидкости, в результате чего давление и мгновенный расход являются функциями ускорений рабочих органов. Однако при отсутствии учета сжимаемости жидкости неравномерность подачи определяются только кинематикой рабочего органа насоса. В результате чего расчетные соотношения можно считать кинематической неравномерностью.

Работы Прокофьева В. Н., Энгеля В. Ю., Болтянского А. Д., Zeiger G., Akers A., Ямомото Т., и др. рассматривают только переходные процессы при переходе жидкости, находящейся в полости цилиндра из зоны всасывания в зону нагнетания и обратно.

Савельев Б. А., Тейлор Р., Попов С. Н. Боровин Г. К., Даршт Я. А. и др. в своих работах рассматривают как выше упомянутые переходные процессы, так и процессы, происходящие в полости нагнетания и напорном трубопроводе. В этих полостях насоса учитывается сжимаемость жидкости, но не учитываются ее инерционные свойства.

Вышерассмотренные направления дают плохую сходимость экспериментальных и теоретических данных.

Орлов Ю. М. в своих работах, соответствующих последнему направлению, приводит описание рабочего процесса объемного насоса на основании системы дифференциальных уравнений Жуковского Н. Е. Как отмечает сам автор, результаты теоретических и экспериментальных исследований имеют достаточно хорошую качественную и удовлетворительную количественную сходимость – до 80 %. Однако, для реального проектирования ошибка в 20 % является слишком высокой, что свидетельствует *о необходимости и актуальности разработки нового метода описания рабочих процессов объемных гидромашин, тем более – машин новой конструкции.*

В конце первой главы поставлены цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке и реализации математической модели расчета рабочих процессов, протекающих в полостях прямозубого насоса. Математическая модель базируется на законах сохранения массы, энергии, Гаука и втором законе Ньютона. Перед созданием математической модели принимают-

Изменение объема рабочей камеры прямозубого роторного насоса в процессе сжатия обусловлено тремя основными причинами: кинематикой механизма машины ($dV_{\text{кин } i}$), утечками рабочего тела ($\sum_{i=1}^{N_1} dV_{0i}$) и его притечками ($\sum_{i=1}^{N_2} dV_{ni}$).

Изменение объема жидкости, находящегося в каждый i -тый момент времени в рабочей камере насоса, определяется уравнением:

$$dV_i = dV_{\text{кин } i} - \sum_{i=1}^{N_1} dV_{0i} + \sum_{i=1}^{N_2} dV_{ni}, \quad (2)$$

где $dV_{\text{кин}} = (R - r) \cdot B \cdot v_{\text{ц.м}} \cdot d\tau$, R – радиус цилиндра; r – радиус ротора; B – ширина ротора; $v_{\text{ц.м}} = R_{\text{ср}} \omega$ – скорость центра масс зуба ротора; $d\tau = d\varphi / \omega$ – элементарный промежуток времени; N_1, N_2 – соответственно число стоков и источников рабочего тела. Изменения объема жидкости в процессе сжатия, учитывая (2), определяется по уравнению:

$$dV_i = dV_{\text{кин } i} - \frac{dm_1 + dm_5 + dm_7 + dm_9 + dm_{11} + dm_{13}}{\rho} + \frac{dm_4}{\rho}. \quad (3)$$

где ρ – плотность жидкости.

Элементарные массы жидкости $dm_{1,2}$ и $dm_{3,4}$, прошедшие через распределительные органы, а также $dm_{7,8}$, перетекаемая из полости нагнетания в полость всасывания и обратно в общем случае определяются, как:

$$dm_{1,2,3,4,7,8} = \mu \cdot \omega \sqrt{2\Delta p \cdot \rho} d\tau, \quad (4)$$

где μ – соответствующий коэффициент расхода всасывающего окна, нагнетательного клапана, щели между уплотнительным диском и цилиндрической поверхностью ротора; Δp – соответствующий перепад давления между рабочей полостью насоса и линией всасывания, на клапане, между полостями нагнетания и всасывания; ω – площадь поперечного сечения окна всасывания, прохода в щели клапана, проходного сечения щели по линии касания уплотнительного диска и ротора.

Площадь прохода в щели клапана $\omega_{\text{кл}} = \pi d_{\text{кл}} h_{\text{кл}}$ величина переменная, зависящая при постоянном значении диаметра тарелки клапана $d_{\text{кл}}$ от текущей высоты подъема $h_{\text{кл}}$ запорного органа клапана, которая определяется из уравнения динамики запорного органа:

$$m_{\text{прив}} \frac{d^2 h_{\text{кл}}}{d\tau^2} = F_w + F_{\text{пр}} + F_c + F_g, \quad (5)$$

где $m_{\text{прив}} = m_{3,0} + 1/3 \cdot m_{\text{пр}}$ – приведенная масса запорного органа; $m_{3,0}$ – масса запорного органа; $m_{\text{пр}}$ – масса его пружины; $F_w, F_{\text{пр}}, F_c, F_g$ – сила давления жидко-

сти, усилия пружины, сопротивления среды и тяжести приведенной массы соответственно.

Расчет утечек элементарных масс жидкости $dm_{5,6}$ производится отдельно: через радиальный зазор между зубом и цилиндром, через торцовый зазор отдельно между цилиндром и зубом и между ротором и цилиндром, и в конечном итоге определяются уравнением:

$$dm_{5,6} = \left(\frac{B\delta_R^3}{12\mu_{ж}} \cdot \frac{\Delta p_{н-в}}{l_R} \pm v_R \frac{B\delta_R}{2} \right) d\tau + \left(\frac{(R-r)\delta_T^3}{12\mu_{ж}} \cdot \frac{\Delta p_{н-в}}{T} \pm v_{ц.м} \frac{(R-r)\delta_T}{2} \right) d\tau + \frac{\delta_T^3 \Delta p_{н-в}}{12\mu_{ж}} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{b_i}{l_i} \cdot d\tau, \quad (6)$$

где $\mu_{ж}$ – коэффициент динамической вязкости жидкости; $\Delta p_{н-в}$ – перепад давления между полостями нагнетания и всасывания рис. 1; $l_R = 2R \arcsin(T/2R)$ – длина радиального зазора; T – толщина зуба; $v_R = R\omega$ – окружная скорость вращения зуба ротора; δ_R, δ_T – радиальный и торцовый зазор соответственно; b_i, l_i – ширина и длина i -того участка торцового зазора, который разбивается на N частей.

Утечки через зазор, образованный поверхностями рабочей полости насоса и уплотнительного диска, представляют собой сумму утечек dm_9, dm_{11} и dm_{13} , величина которых вычисляется по уравнению:

$$dm_{9,11,13} = \frac{B_{щ i} \delta_D^3}{12\mu_{ж}} \cdot \frac{\Delta p_{н-у.д}}{l_{ср i}} \cdot d\tau, \quad (7)$$

где $B_{щ i}$ – i -тая ширина щели между корпусом и уплотнительным диском; $\Delta p_{н-у.д}$ – перепад давления между полостью нагнетания и полостью крышки уплотнительного диска; $l_{ср i}$ – i -тая средняя длина соответствующей щели зазора; δ_D – зазор между рабочей полостью насоса и уплотнительным диском.

Средняя длина щели $l_{ср 1}$ определяется из равенства $S_1 = S_2$ по схеме, изображенной на рис. 3, и для ее нахождения необходимо определение расстояния s .

В результате всех преобразований выражение для определения $l_{ср 1}$ средней длины приобретает вид:

$$l_{ср 1} = \frac{\sqrt{R_{у.д}^2 - B_{щ 1}^2}}{2} + \frac{R_{у.д}^2}{2B_{щ 1}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \sqrt{1 - \frac{B_{щ 1}^2}{R_{у.д}^2}} \right) - l, \quad (8)$$

где $R_{у.д}$ – радиус уплотнительного диска, $B_{щ 1} = \sqrt{R^2 - r^2}$ – ширина рассматриваемой щели, l – расстояние от оси диска до конца цилиндра, $l_{ср 1}$ – средняя длина щели.

Средние длины зазоров, через которые жидкость утекает из рабочих полостей, находятся из нижеприведенных выражений:

$$l_{cp2} = \frac{R_{y,d}^2}{2B_{ш2}} \left(\arcsin \left(\frac{1}{R_{y,d}} \sqrt{R_{y,d}^2 - (l - B_{ш2})^2} \right) - \arcsin \left(\frac{1}{R_{y,d}} \sqrt{R_{y,d}^2 - l^2} \right) \right) + \frac{1}{2B_{ш2}} \left(l \sqrt{R_{y,d}^2 - l^2} - (l - B_{ш2}) \sqrt{R_{y,d}^2 - (l - B_{ш2})^2} \right) - B_{ш1}, \quad (9)$$

$$l_{cp3} = \frac{\sqrt{R_{y,d}^2 - B_{ш3}^2}}{2} + \frac{R_{y,d}^2}{2B_{ш3}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \sqrt{1 - \frac{B_{ш3}^2}{R_{y,d}^2}} \right) - B_{ш2}. \quad (10)$$

Расчет процесса нагнетания осуществлялся по уравнению Бернулли для двух сечений I-I и II-II (рис. 4).

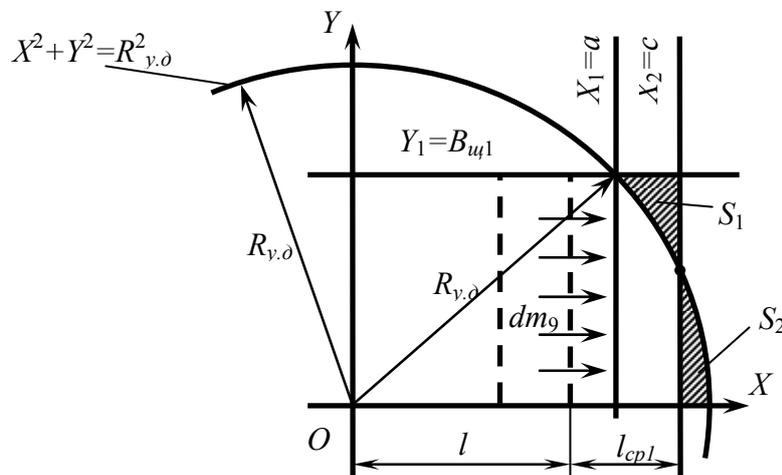


Рис. 3. Схема к определению средней длины щели l_{cp1}

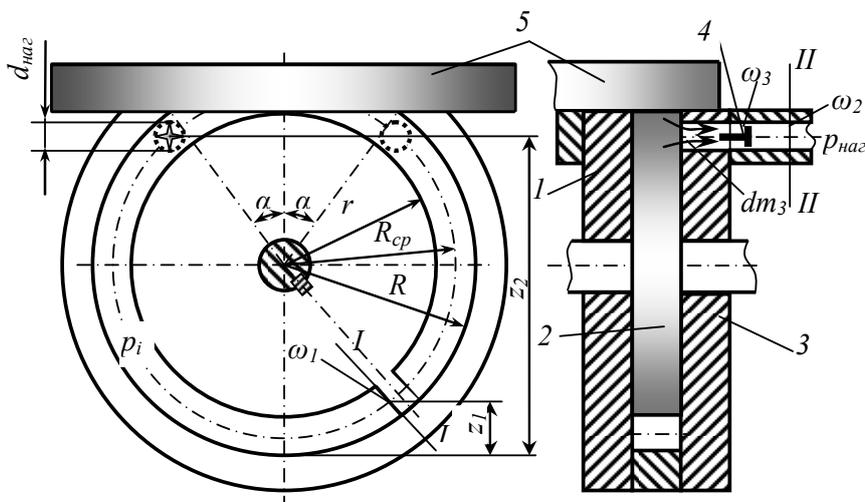


Рис. 4. Схема расчета процесса нагнетания насоса:
1 – корпус насоса; 2 – ротор; 3 – торцевая крышка;
4 – нагнетательный клапан; 5 – уплотнительный диск

С учетом того, что $p_1 = p_i$, $p_2 = p_{\text{нар}}$, а также принимая во внимание нестационарный характер и турбулентный режим течения рабочего тела ($\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$), давление в процессе нагнетания определится по уравнению (по выражению):

$$p_i = p_{\text{нар}} + \rho g(z_2 - z_1) + \rho \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho g(\Delta h_l + \Delta h_\xi + \Delta h_{\text{ин}}). \quad (11)$$

где p_1 , z_1 , v_1 – давление, геометрическая высота центров тяжести и скорость жидкости в сечении $I-I$; p_2 , z_2 , v_2 – давление, геометрическая высота центров тяжести и скорость жидкости в сечении $II-II$; α_1 , α_2 – соответствующие коэффициенты Кориолиса; Δh_l , Δh_ξ , $\Delta h_{\text{ин}}$ – потери напора по длине; потери напора, обусловленные местными сопротивлениями; инерционные потери напора соответственно.

Геометрическая высота центров тяжести z_2 является постоянной величиной и определяется по геометрическим параметрам насоса. Например, высота z_1 определится уравнением:

$$z_1 = \frac{1}{2}[(R+r)(1+\cos\varphi) + (R-r)]. \quad (12)$$

Значение потерь напора по длине Δh_l определялось по уравнению Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta h_l = \lambda \frac{l}{d_{\text{эkv}}} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (13)$$

где λ – коэффициент потерь на трение по длине, в общем случае являющийся функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости; $l = R_{\text{cp}}(2\pi - \alpha - \varphi)$ – длина рабочей камеры, зависящая от угла поворота ротора; $v = v_1$ – скорость потока жидкости; $d_{\text{эkv}} = 2 \cdot [(R-r)B] / [(R-r) + B]$ – эквивалентный диаметр рабочей камеры.

Потери напора при внезапном сужении определены по формуле Борда:

$$\Delta h_\xi = \xi \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_3 \varepsilon} - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}, \quad (14)$$

где $\varepsilon = \omega_{\text{сж}} / \omega_3$ – коэффициент сжатия струи; ω_1 , ω_2 , $\omega_3 = \omega_{\text{кл}}$ – площади сечений; $\omega_{\text{сж}}$ – площадь сжатого сечения струи; v_2 – скорость движения жидкости в сечении $II-II$.

Скорость движения жидкости в сечении $II-II$ величина неизвестная, и для ее нахождения использовался закон сохранения массы, в результате чего получено следующее выражение:

$$v_2 = v_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} - \frac{(dm_5 + dm_7 + dm_9 + dm_{11} + dm_{13})}{\omega_2 \rho d\tau}, \quad (15)$$

где $v_1 = \omega R_{\text{ср}}$ – скорость центра масс сечения $I-I$ зуба ротора; ω – угловая скорость ротора.

В роторных насосах инерционные потери напора, в отличие от поршневых складываются из потерь напора поступательного Δh_a и вращательного движений Δh_ω . Так как $\omega = \text{const}$, инерционные потери напора равны:

$$\Delta h_{\text{ин}} = \Delta h_\omega = \frac{v_R^2 - v_r^2}{2g}, \quad (16)$$

где $v_R = \omega R$ – окружная скорость зуба ротора; $v_r = \omega r$ – окружная скорость ротора.

Расчет процесса всасывания осуществляется по уравнению Бернулли. Сечение $I-I$ совмещается с зубом, а $II-II$ проводится через всасывающий трубопровод и в конечном итоге записывается в виде:

$$p_i = p_{\text{вс}} + \rho g (z_2 - z_1) + \rho \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) - \rho g (\Delta h_l + \Delta h_\zeta + \Delta h_{\text{ин}}). \quad (17)$$

Значения величин z_1 , z_2 , Δh_l , Δh_ζ и $\Delta h_{\text{ин}}$ определяется по ранее изложенной методике.

Потери напора при внезапном расширении рассчитываются по уравнению Борда:

$$\Delta h_\xi = \xi \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (18)$$

Скорость жидкости в сечении $II-II$ рассчитывается в соответствии с законом сохранения массы:

$$v_2 = v_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} - \frac{(dm_5 + dm_7 + dm_{10} + dm_{12} + dm_{14})}{\omega_2 \rho d\tau}. \quad (19)$$

Расчет притечек жидкости в полость всасывания dm_{10} , dm_{12} , dm_{14} осуществляется по уравнению (7), в котором изменяется значение перепада давления на $\Delta p_{\text{у.д.-в}}$ (разность между давлением в полости всасывания и полости крышки уплотнительного диска).

Расчет процессов, протекающих во второй камере насоса, осуществляется аналогично.

Кроме этого во второй главе было проведено моделирование рабочих процессов прямозубого насоса, с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности, которая была решена в пакете Ansys CFX. Основные уравнения данной модели приведены ниже.

$$\rho \frac{dV}{dt} = -\text{grad} \left(p + \frac{2}{3} \mu_{\Sigma} \text{div} V \right) + 2 \text{div}(\mu_{\Sigma} \dot{S}), \quad (20)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0, \quad (21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \text{div}(\rho V H) - \text{div}(\lambda_t \text{grad}(h)) = \frac{\partial}{\partial t} p, \quad (22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho V k) = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \text{grad}(k) \right) + G - \frac{2}{3} \rho k \cdot \text{div}(V) - \rho \varepsilon, \quad (23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho V k) = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \text{grad}(k) \right) + G - \frac{2}{3} \rho k \cdot \text{div}(V) - \rho \varepsilon, \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \text{div}(\rho V \varepsilon) = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \cdot \text{grad}(\varepsilon) \right) + C_{\varepsilon 1} G \frac{\varepsilon}{k} - \frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} \rho \varepsilon \cdot \text{div}(V) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (25)$$

$$G = 2\mu_t \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu_t \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 + \mu_t \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 + \mu_t \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2, \quad (26)$$

$$\mu_t = \rho C_{\mu} k^2 / \varepsilon, \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92; \quad C_{\mu} = 0,09; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_{\varepsilon} = 1,3. \quad (27)$$

где t – время процесса, ρ – плотность газа, V – вектор скорости, $\mu_{\Sigma} = \mu + \mu_t$ – коэффициент эффективной вязкости, (μ и μ_t – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкости), \dot{S} – тензор скоростей деформации; где H – энтальпия торможения, h – статическая энтальпия, λ_t – коэффициент турбулентной теплопроводности; $\lambda_t / c_p = \mu_t / Pr_t$ (Pr_t – турбулентное число Прандтля, константа выбираемой модели турбулентности); k – кинетическая энергия турбулентности; ε – диссипация энергии турбулентности; G – генерация турбулентной энергии.

Результаты моделирования показаны на рис. 5 и 6.

В конце второй главы приведен сравнительный анализ однопараметрической модели прямозубого насоса и модели, созданной с помощью пакета Ansys CFX, в результате которого было установлено, что расхождения результатов составляют около 3–4 %, а временные затраты на решение уравнений k – ε модели в несколько десятков (а при построении достаточно мелких сеток и тысяч) раз превышают затраты при моделировании рабочих процессов с помощью однопараметрической модели.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям, целями которых являлось подтверждение адекватности математической модели, и в основ-

ном – справедливости принятых при ее построении допущений, а также проверка работоспособности агрегата и правильность принятых конструктивных решений. Для достижения этих целей были определены параметры экспериментальной установки, на основе которых был разработан и изготовлен модельный образец прямозубого насоса и собран экспериментальный стенд, общий вид которого представлен на рис. 7. Применение шкивов различных диаметров позволяло изменять частоту вращения ротора в необходимом диапазоне. Изменение давления нагнетания осуществлялось изменением проходного сечения вентиля на линии нагнетания (рис. 9).

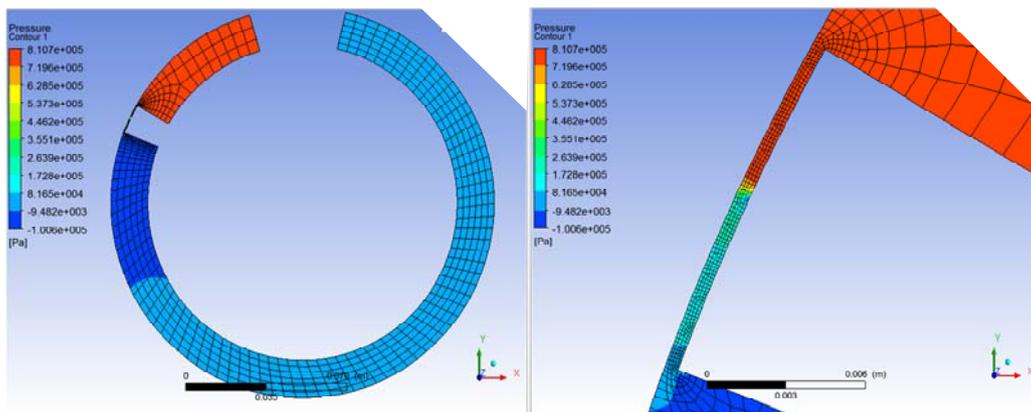


Рис. 5. Распределение давлений в полостях всасывания и нагнетания (слева); радиальном зазоре (справа)

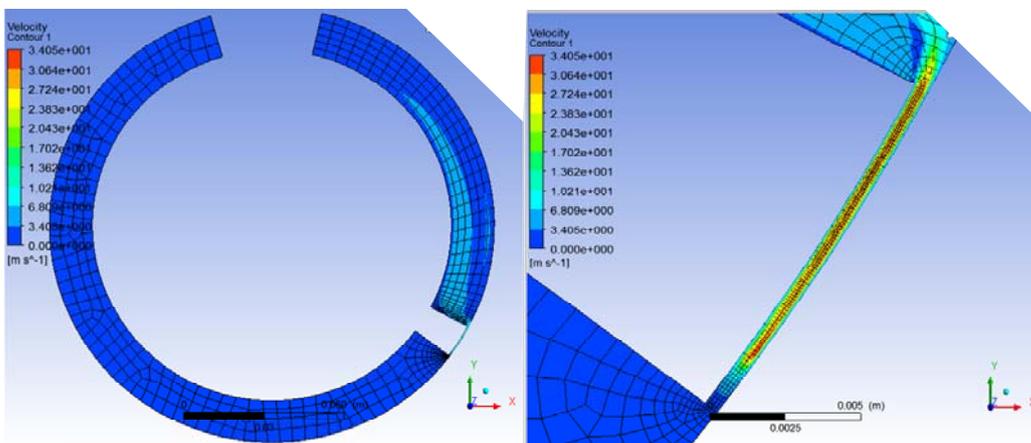


Рис. 6. Распределение скоростей в полостях всасывания и нагнетания (слева); радиальном зазоре (справа)

Кроме того, описаны особенности технологии обеспечения размеров и сопряжений в конструкции насоса. Регистрация мгновенных давлений в рабочих полостях насоса осуществлялось с помощью тензодатчиков типа YB1 фирмы ZEMIC с погрешностью до 3 % (рис. 8). Измерение производительности и утечек осуществлялось объемным методом, схема измерения представлена на рис. 9.

Крутящий момент измерялся тензорезисторами, установленными на измерительной балке (рис. 7). Мощность, подводимая к приводному электродвигателю, измерялась универсальным прибором К-50, предназначенным для измерения электрической мощности в трехфазных цепях.



Рис. 7. Общий вид экспериментального стенда:

1 – опытный образец прямозубого насоса; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – нагнетательный трубопровод; 4 – бак; 5 – Патрубок слива утечек из полости крышки уплотнительного диска; 6 – воздушный колпак; 7 – манометр; 8 – электродвигатель с приводом; 9 – один из датчиков давления

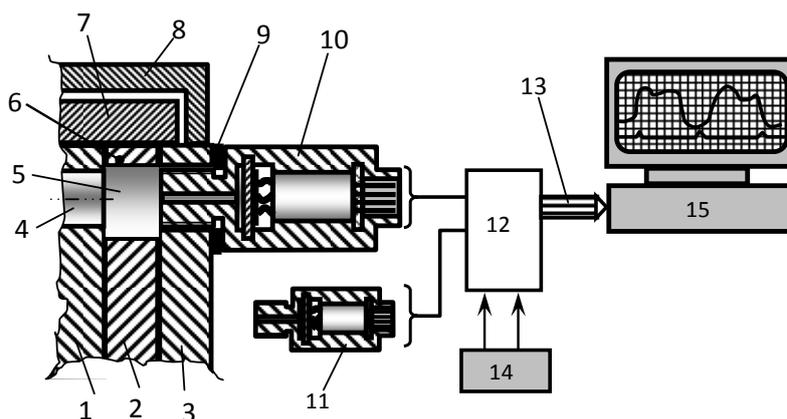


Рис. 8. Схема включения датчиков давления:

1 – корпус насоса; 2 – ротор; 3 – торцовая крышка; 4 – отверстие под нагнетательный клапан или впускное окно; 5 – рабочая полость цилиндра; 6 – цилиндр; 7 – уплотнительный диск; 8 – герметизирующая крышка; 9 – прокладка; 10, 11 – датчики давления; установленные один напротив нагнетательного клапана, другой напротив впускного окна; 12 – многоканальный АЦП (аналого-цифровой преобразователь); 13 – шина данных; 14 – источник питания АЦП; 15 – компьютер

Насос имеет следующие основные геометрические параметры: диаметр роторов 134 мм; диаметр цилиндров 166 мм; ширина роторов 20 мм; толщина зуба 10 мм; диаметр уплотнительного диска 210 мм.

На рис. 10 показаны полученные экспериментально и расчетным путем индикаторные диаграммы прямозубого насоса. На рис. 11 приведены зависимости объемного КПД насоса от частоты вращения ротора на различных давлениях нагнетания.

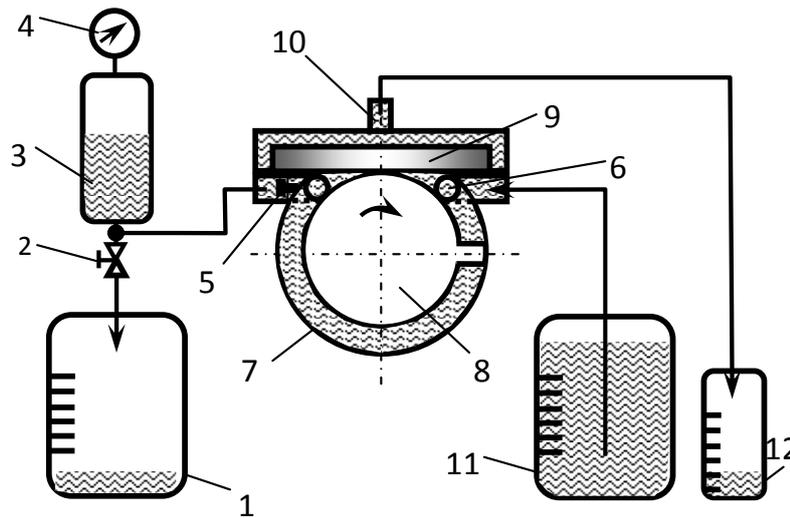


Рис. 9. Схема измерения расхода жидкости:

1, 11, 12 – мерная емкость с жидкостью; 2 – вентиль регулировки давления жидкости; 3 – воздушный колпак; 4 – манометр; 5 – нагнетательный клапан; 6 – всасывающее окно; 7 – цилиндр; 8 – ротор; 9 – уплотнительный диск; 10 – штуцер слива утечки жидкости

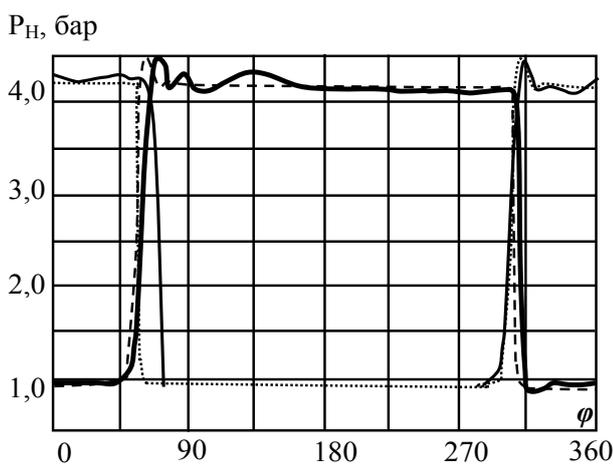


Рис. 10. Индикаторная диаграмма насоса при $P_B = 1$ бар, $P_H = 4$ бар, $n_{об} = 450$ мин⁻¹. Сплошная линия – эксперимент, пунктирная – расчет (толстые линии – 1-я камера, тонкие 2-я)

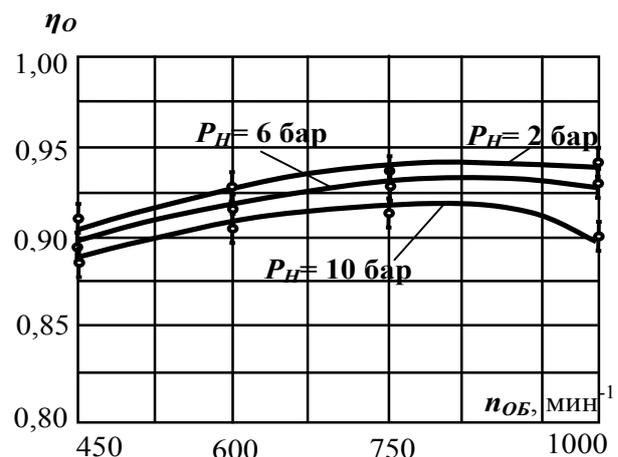


Рис. 11. Зависимость объемного КПД от частоты вращения приводного вала при давлении всасывания $P_B = 1$ бар и разных давлениях нагнетания P_H

В целом результаты экспериментов показали хорошее совпадение с расчетами, расхождение параметров составило не более 10 %, в связи с чем был сделан вывод об адекватности однопараметрической математической модели физически протекающим процессам и возможности ее использования для анализа влияния на работу насоса конструктивных и режимных параметров.

В конце главы было проведено численное исследование равномерности создаваемой прямозубым насосом подачи, в ходе которого было установлено, что неравномерность подачи у насоса с используемыми нагнетательными клапанами составляет около 2 %. Однако очевидно, что применяя методы оптимизации, всегда можно осуществить подбор клапанов для максимального снижения неравномерности. Кроме того, этого можно добиться и изменением положения байпасных выточек второго цилиндра.

Четвертая глава посвящена анализу влияния конструктивных и режимных параметров на работу насоса. Основными режимными параметрами, в значительной степени определяющими энергетические и расходные характеристики прямозубого насоса, являются частота вращения вала $n_{об}$ (исследуемый диапазон 500–2000 мин⁻¹) и давление нагнетания p_n (исследуемый диапазон 1–13 МПа). Основными конструктивными параметрами являются относительная высота зуба ротора $h_p = h/r$ (отношение высоты зуба к радиусу ротора 0,1–0,4), относительная ширина зуба ротора $b_p = B/r$ (отношение ширины зуба к радиусу ротора 0,2–0,65), неточности изготовления геометрических размеров ротора, цилиндра и уплотнительного диска, которые определяют радиальные и торцевые зазоры δ (10–25 мкм).

Объектом для анализа являлся модельный образец. Был проведен анализ следующих (параметров) характеристик: производительность; объемный КПД; утечки через зазоры вокруг зуба, торцевые зазоры, радиальный зазор и зазоры между рабочей камерой и уплотнительным диском; потери работы на всасывание, сжатие и нагнетание; индикаторная работа цикла.

При проведении анализа влияния давления нагнетания p_n было установлено, при изменении p_n от 1 до 13 МПа объемный КПД насоса имеет характер, близкий к линейному (рис. 12), и при увеличении p_n монотонно убывает, что связано с ростом утечек жидкости через преимущественно торцевые и радиальный зазоры с увеличением на них перепада давления.

Относительные потери работы при всасывании и нагнетании с увеличением p_n уменьшаются (рис. 13), и более интенсивное уменьшение этих параметров наблюдается при изменении p_n от 1 до 4 МПа. Это можно связать с увеличивающимися затратами работы на осуществление полного цикла всасывание – сжатие – нагнетание в диапазоне изменения p_n от 1 до 4 МПа, и незначительными изменениями работы на нагнетании и всасывании.

Следующим режимным параметром являлась частота вращения $n_{об}$. В результате анализа влияния этого параметра было определено, что объемный КПД возрастает только с увеличением частоты вращения в диапазоне от 500 до 1750 мин⁻¹ (рис. 14), дальнейшее увеличение $n_{об}$ приводит к снижению $\eta_{об}$ из-за недозаполнения цилиндра.

Утечки жидкости через имеющиеся зазоры имеют относительно небольшие значения в интервале частот 1500–2000 мин⁻¹ (рис. 15).

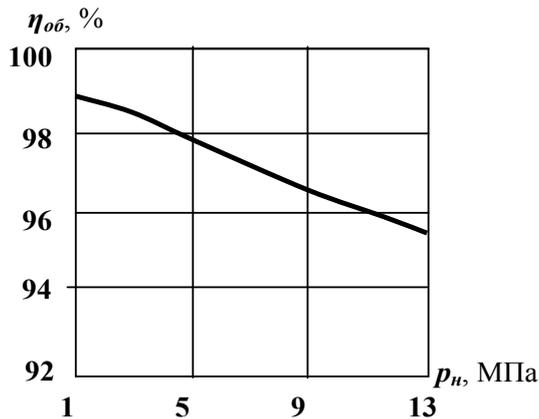


Рис. 12. Зависимость объемного КПД от давления нагнетания p_n в рабочей полости насоса

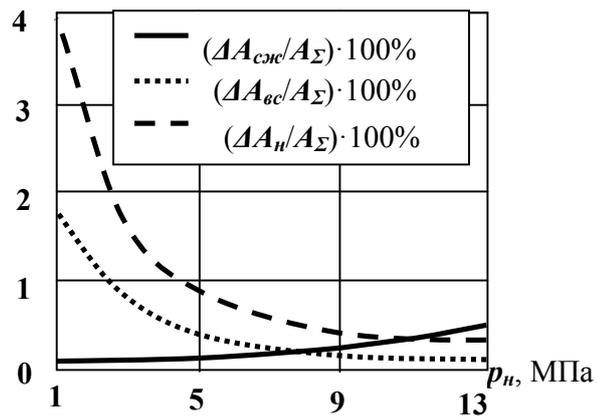


Рис. 13. Зависимость относительных потерь работы на всасывании, нагнетании и сжатии от давления нагнетания p_n в рабочей полости насоса:
 $\Delta A_{сж}$ – потери работы на сжатии; $\Delta A_{вс}$ – потери на всасывании, ΔA_n – потери работы на нагнетании; A_{Σ} – суммарная работа цикла

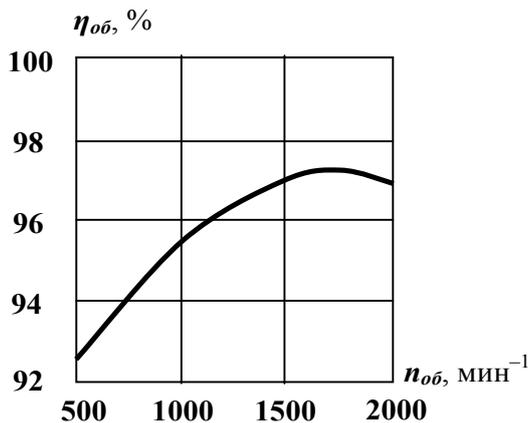


Рис. 14. Зависимость объемного КПД от частоты вращения вала

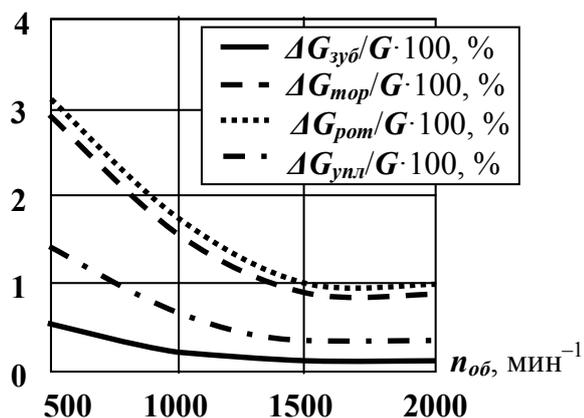


Рис. 15. Зависимость относительных утечек жидкости через зазоры в рабочей полости насоса от частоты вращения вала:
 $\Delta G_{зуб}$ – утечки жидкости через «зуб»; $\Delta G_{рот}$ – утечки жидкости через ротор и уплотнительный диск;
 $\Delta G_{рот}$ – торцевые утечки жидкости; $\Delta G_{упл}$ – утечки жидкости через уплотнительный диск;
 G – массовая производительность насоса

Анализ влияния относительных величин h_p и b_p на объемный КПД насоса показал, что величина $\eta_{об}$ имеет явный максимум, как в первом (рис. 16), так и во втором случае (рис. 17). Такое поведение $\eta_{об}$ в обоих случаях вначале связано с уменьшением относительных утечек, поэтому и наблюдается увеличение $\eta_{об}$. При дальнейшем увеличении h_p и b_p значения объемного КПД, за счет увеличения гидравлических сопротивлений всасывающего окна и недозаполнением цилиндра, снижается.

Анализ влияния конструктивных зазоров позволил выявить существенное значение величины торцевых утечек по сравнению с остальными (рис. 18) и определить в соответствии с этим рекомендации по величине торцевых зазоров в диапазоне 10–15 мкм. Также в результате увеличения именно торцевых утечек происходит и значительное снижение объемного КПД (рис. 19), который стремительно падает с увеличением величины зазоров свыше 20 мкм.

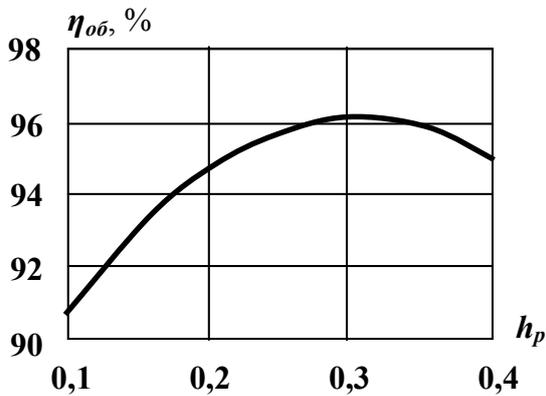


Рис. 16. Зависимость объемного КПД от относительной высоты зуба h_p

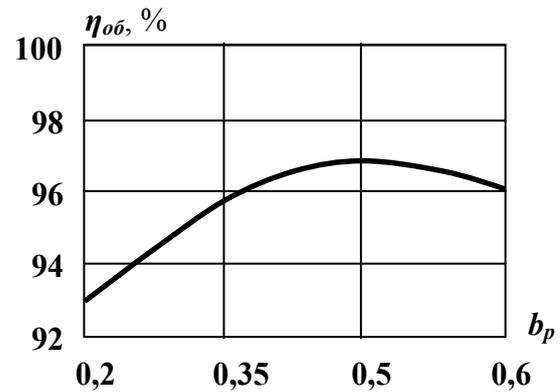


Рис. 17. Зависимость объемного КПД от относительной ширины ротора b_p

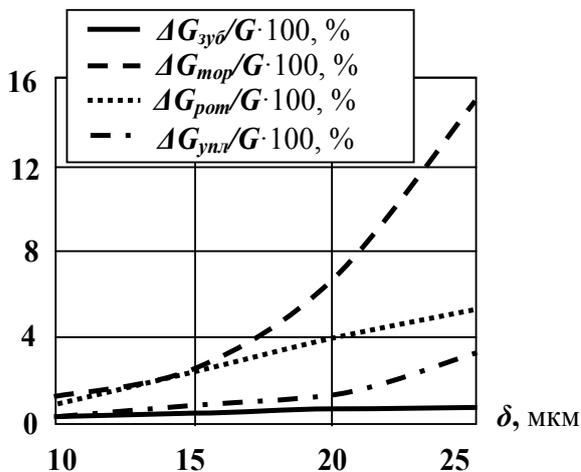


Рис. 18. Зависимость относительных утечек жидкости через зазоры в рабочей полости насоса от величины δ

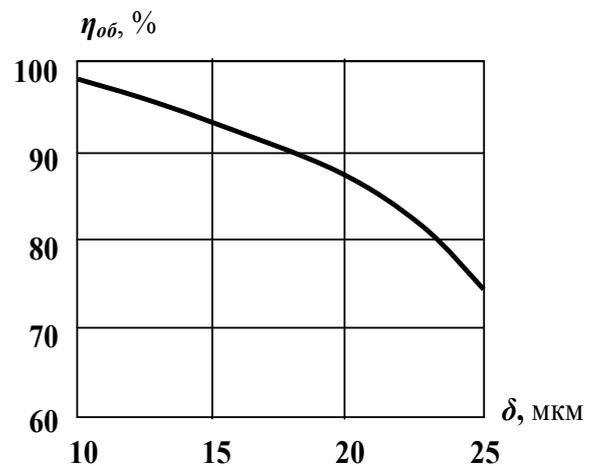


Рис. 19. Зависимость объемного КПД от величины зазоров

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Предложена новая конструкция насоса объемного действия (прямоугольного бицилиндрического насоса) обладающая высокой равномерностью теоретической подачи. Конструкция защищена патентами на полезную модель, хорошо уравновешена, компактна, проста и технологична, что существенно расширяет область ее применения, имеет высокие энергетические и массогабаритные показатели.

2. Обоснована целесообразность разработки нового подхода к описанию рабочих процессов, протекающих в насосах объемного действия. Новый подход использован при создании математической модели рабочих процессов оригинального технического решения – прямого насоса.

Разработана новая математическая модель рабочих процессов прямого насоса, включающая расчет процессов сжатия, нагнетания, всасывания и расчет всех утечек через неплотности насоса и позволяющая изучать влияние конструктивных и режимных параметров на работу исследуемого агрегата.

3. Основными режимными параметрами прямого насоса, влияющими на его выходные характеристики, являются давление нагнетания p_n и частота вращения ротора $n_{об}$. На основе математической модели были установлены зависимости объемного КПД $\eta_{об}$, индикаторной работы A_Σ , относительных потерь работы в соответствующих процессах от p_n и $n_{об}$. Максимальное значение $\eta_{об}$ достигается при частоте вращения ротора $n_{об} = 1750 \text{ мин}^{-1}$. Значительное увеличение относительных потерь работы на всасывании и нагнетании наблюдается с уменьшением p_n ниже 4 МПа. В интервале $p_n 1 \dots 4$ МПа данные потери составляют 1,3 % на всасывании и 3 % на нагнетании. Интенсивное увеличение относительных потерь работы также наблюдается с увеличением $n_{об}$ свыше 1500 мин^{-1} .

4. Важнейшими конструктивными параметрами являются относительные величины высоты h_p и ширины b_p зуба ротора, а также величина торцевых зазоров δT . При проведении численного анализа установлено что, при $h_p = 0,32$ и $b_p = 0,5$ объемный КПД насоса имеет максимальное значение. С увеличением h_p и b_p относительные утечки через зазоры рабочих камер уменьшаются. Величина торцевых зазоров δT свыше 0,15 мкм приводит к интенсивному снижению $\eta_{об}$.

5. Расчетным путем установлена зависимость мгновенной подачи жидкости в линию нагнетания. В ходе исследований неравномерность подачи (экспериментального) модельного образца составила около 2,5 %, значительное влияние на равномерность оказывают характеристики самодействующих клапанов нагнетания – высота подъема и масса запорного элемента, жесткость и предварительный натяг пружины.

6. Установлена зависимость кинематической неравномерности Δ подачи первой камеры насоса от относительной высоты зуба ротора h_p . С увеличением h_p нелинейно монотонно увеличивается Δ и в интервале $h_p = 0,1-0,4$ составляет $1,15-1,4$ соответственно.

Проведено моделирование рабочих процессов прямозубого насоса в пакете Ansys CFX с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности и сравнение полученных результатов с результатами комплексной однопараметрической математической модели рабочих процессов прямозубого насоса, включающей расчет процессов сжатия, нагнетания, всасывания. Установлено расхождение в расчетах около 2–5 % и кратное снижение времени при использовании разработанных методов расчета, что очень важно для проведения многопараметрической оптимизации.

7. Экспериментальными исследованиями (опытного) модельного образца прямозубого насоса была установлена работоспособность конструкции и получены экспериментальные данные. Сопоставление обработанных экспериментальных данных и теоретических сведений показали их хорошее совпадение, что подтверждает адекватность разработанной математической модели. Созданная конструкция прямозубого насоса и стенд для ее исследования внедрены в учебный процесс при изучении курсов «Объемные гидромашины и гидропередачи», для студентов, обучающихся по специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

8. На основании результатов экспериментальных исследований и численного моделирования работы прямозубого насоса можно дать следующие рекомендации для конструктора и проектировщика гидравлических машин:

- По экономичности прямозубый насос не уступает другим типам объемных гидромашин в интервале давлений нагнетания 1–13 МПа.
- Частота вращения ротора должна лежать в диапазоне 1250–2000 об/мин.
- Увеличение отношения ширины ротора к его радиусу (b_p) более желательно, чем отношение высоты зуба к радиусу ротора (h_p) и значения этих параметров предпочтительны в диапазонах $b_p = 0,35-0,65$; $h_p = 0,2-0,4$.

Значения зазоров должно быть не более $\delta_T = 15$ мкм, $\delta_{DR} = 20$ мкм, $\delta_D = 20$ мкм, $\delta_R = 20$ мкм, а их увеличение приводит к снижению основных рабочих показателей прямозубого насоса.

Рекомендации по проектированию бицилиндрического прямозубого насоса внедрены на производственном предприятии ООО «Завод «Омскгидропривод».

ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

Работы, опубликованные в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Григорьев, А. В. Проектирование прямозубого роторного насоса / А. В. Григорьев, В. Е. Щерба, А. П. Болштынский // Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. – № 3(93). – С. 81–84.

2. Математическое моделирование рабочих процессов насосов объемного действия / В. Е. Щерба, А. В. Григорьев, В. С. Виниченко, Д. А. Ульянов // Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. – № 3(93). – С. 77–81.

3. Экспериментальное исследование производительности прямозубого роторного насоса / А. В. Григорьев, В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, С. Ю. Кайгородов // Материалы Международ. науч.-практ. конф. «Современные направления теоретических и прикладных исследований'2012». – Одесса, 2012. – Вып. 1. – Т. 6. – С. 76–80.

4. Математическая модель рабочих процессов прямозубого роторного насоса / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Р. Т. Файзулин, В. Р. Ведрученко, А. В. Григорьев // Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. – № 1(107). – С. 166–170.

5. Анализ влияния конструктивных и режимных параметров на работу прямозубого роторного насоса / А. В. Григорьев, Г. А. Нестеренко, С. А. Корнеев, С. М. Овчаренко // Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. – № 1(107). – С. 86–89.

6. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса / А. В. Григорьев, В. Е. Щерба, В. И. Барышев и др. // Омский научный вестник. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. – № 2(110). – С. 152–156.

Работы, опубликованные в других изданиях:

1. Григорьев, А. В. Роторный прямозубый насос / А. В. Григорьев // Материалы II Всеросс. молод. науч.-техн. конф. «Россия молодая: передовые технологии – в промышленность». – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. – Кн. 1. – С. 29–32.

2. Григорьев, А. В. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса / А. В. Григорьев, С. Ю. Кайгородов, А. П. Болштынский // Материалы II Регионал. молод. науч.-техн. конф. «Омский регион месторождение возможностей». – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. – С. 36–38.

Патенты:

1. Пат. РФ № 113543. Машина объемного действия / Григорьев А. В., Щерба В.Е., Болштынский А.П. Омский государственный технический университет. – № 2011109309/06 ; заявл. 11.03.2011 ; опубл. 20.02.2012, Бюл. № 5.

2. Пат. РФ № 111211. Роторная машина объемного действия / Григорьев А. В., Щерба В.Е., Болштянский А.П. Омский государственный технический университет. – № 2011109320/06 ; заявл. 11.03.2011 ; опубл. 10.10.2011, Бюл. № 34.

Печатается в авторской редакции
Компьютерная верстка *А. Ю. Углиржа*

Подписано в печать 31.10.13. Формат 60×84/16. Бумага офсетная.
Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 1,5. Уч.-изд. л. 1,5.
Тираж 100 экз. Заказ 595.

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12
Типография ОмГТУ